



Etude numérique des transferts de chaleur et d'humidité en régime transitoire dans une paroi bicouche

Youcef Tamene, Said Abboudi, Cherif Bougriou

► To cite this version:

Youcef Tamene, Said Abboudi, Cherif Bougriou. Etude numérique des transferts de chaleur et d'humidité en régime transitoire dans une paroi bicouche. CFM 2011 - 20ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2011, Besançon, France. <hal-03421340>

HAL Id: hal-03421340

<https://hal.science/hal-03421340v1>

Submitted on 9 Nov 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

Etude numérique des transferts de chaleur et d'humidité en régime transitoire dans une paroi bicouche

Y. TAMENE ^{a, b}, S. ABBOUDI ^a, C. BOUGRIOU ^b

^a Laboratoire Systèmes et Transports (SET), Département Génie Mécanique et Conception, Université de Technologie Belfort Montbéliard, site de Sévenans, 90010 Belfort Cedex, France

^b Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels, Département de Mécanique Université de Batna, Algérie

Résumé:

Dans ce travail, on présente une étude numérique du transfert couplé de chaleur et de masse en régime transitoire. Pour cela, un code numérique est développé puis validé avec des résultats expérimentaux. Nous l'avons exploité par la suite pour comparer l'évolution de la température et de la teneur en humidité dans le cas d'une paroi simple et d'une autre composée de deux couches afin de maîtriser le problème de l'interface. L'influence des conditions extérieures sur le comportement thermique et massique de matériaux bicouches a été étudiée.

Abstract:

In this work, a numerical study of a coupled transient heat and mass transfer was investigated. The developed code was validated by comparison with experimental results. We have exploited this code, to compare the evolution of the temperature and the moisture content for simple and double layers in order to resolve the interface problem. The influence of some boundary conditions was explored in order to understand their impact on temperature and moisture evolution through a two layer materials.

Mots clés : transfert de chaleur, teneur en humidité, couplage, transitoire, paroi bicouche.

1 Introduction

Les études des transferts thermique et massique concernent des domaines de recherche aussi variés que le bâtiment, le nucléaire, l'agroalimentaire ...et interviennent particulièrement dans différentes applications telles que les capteurs solaires, les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, l'isolation thermique, le séchage des produits alimentaires, etc. Par ailleurs, la maîtrise approfondie des connaissances de tels transferts permet d'aboutir à une meilleure optimisation énergétique de nombreux systèmes (centrales thermiques, matériaux de construction, unités chimiques et pétrochimiques, procédés agro-alimentaires, papeterie, textile, etc...) et par voie de conséquence, une meilleure protection de l'environnement.

Le domaine de l'habitat a été le sujet d'intérêt pour de nombreux chercheurs, parmi lesquels on peut citer : J. Philip et De Vries [1] ont développé une théorie expliquant le mouvement de l'humidité dans les milieux poreux sous l'influence d'un gradient de température ; devenue l'une des références dans ce domaine. Crausse et al [2] ont étudié deux modèles de calcul des répartitions spatiales de température et d'humidité dans une paroi, où ils ont pris en compte le phénomène d'hystérésis. Mendes et al [3-4] ont essayé de développer une nouvelle approche pour l'étude de ce problème où ils ont décomposé les équations qui gèrent le transfert de chaleur et de masse en plusieurs sous systèmes d'équations. AlSanea et Zedan [5] ont approché le problème du côté consommation électrique dans les zones chaudes pour le refroidissement des habitations en prenant la ville de Riyad (Arabie saoudite) comme modèle d'application. Ils ont proposé une optimisation de l'épaisseur de l'isolant en utilisant un code de calcul par volumes finis. Sur le plan expérimental, Talukdar et al [6] ont réalisé une comparaison entre un code numérique et un procédé expérimental pour l'étude du transfert de masse et de chaleur pour deux types d'isolants thermiques dans le domaine du bâtiment ; l'un à base de cellulose et l'autre à base de bois de sapin. Osanyintola [7] dans sa thèse a travaillé sur l'isolant à base de bois de sapin où on trouve l'explication du procédé expérimental et le code numérique utilisé dans [6]. Un modèle pour évaluer le comportement du transfert de chaleur et d'humidité dans les matériaux de construction poreux a été présenté par Qin et al [8], où ils ont proposé une méthode analytique pour le calcul des transferts de chaleur et d'humidité dans les matériaux de construction. Nguyen

et al [9] ont développé un modèle physique pour décrire le transport couplé de l'humidité et des ions en combinant la théorie du transport de l'eau et de la vapeur avec la théorie de l'électrolyse. Dos Santos et Mendes [10] ont proposé un modèle mathématique bidimensionnel « 2D » en considérant le transfert couplé d'humidité, de chaleur et de l'air à travers la brique de construction. Ils ont réalisé une simulation pour évaluer les performances hydro-thermiques de la brique pleine, creuse et isolante.

Dans cette étude, on s'est intéressé au transfert couplé de chaleur et d'humidité à travers une paroi bicouche. Après discrétisation des équations de bilan thermique et massique, un code a été réalisé et comparé au cas d'une paroi monocouche pour résoudre le problème de l'interface. On analyse ensuite l'influence de certaines conditions aux limites sur l'évolution et l'interaction température-humidité. Ce code permettra de

2 Formulation du problème

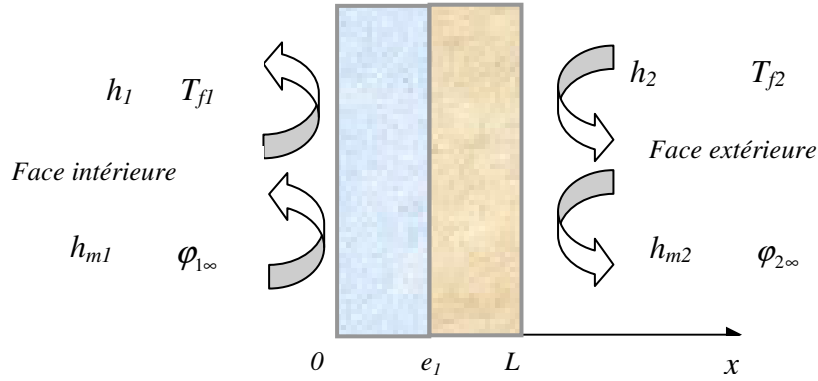


Fig.1 – Modèle physique.

Le matériau étudié est une plaque de 4 cm d'épaisseur en contreplaqué à base de bois de sapin dont les propriétés sont obtenues expérimentalement à partir des travaux de Talukdar et al [6] et Osanyintola [7]. Les équations gouvernantes du bilan massique et thermique sont déduites du modèle de Philip [1] et sont données par :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_T \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(D_\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (1)$$

$$\rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \rho_L L_V \frac{\partial}{\partial x} \left(D_{TV} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \rho_L L_V \frac{\partial}{\partial x} \left(D_{\theta V} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (2)$$

Où : $D_T = D_{Tliq} + D_{Tvap}$ et $D_\theta = D_{\theta liq} + D_{\theta vap}$

En supposant les hypothèses suivantes :

- Conductivité et diffusivité thermiques constantes.
- Coefficient de transport de masse associé au gradient de la teneur en humidité constant.
- Coefficient de transport de masse associé au gradient de température constant.
- Contact entre les deux couches parfait.

On obtient, pour chaque couche, le système suivant :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = D_T \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + D_\theta \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (3)$$

$$\rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \rho_L L_V D_{TV} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \rho_L L_V D_{\theta V} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (4)$$

En posant $\lambda' = \frac{\lambda + \rho_L L_V D_{TV}}{\rho C_P}$ et $D'_{\theta V} = \frac{\rho_L L_V D_{\theta V}}{\rho C_P}$, l'équation (4) peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \lambda' \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + D'_{\theta V} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (5)$$

Les conditions aux limites associées sont :

Pour le transfert de l'humidité :

$$-\rho_L D_T \frac{\partial T}{\partial x} - \rho_L D_\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} = h_{m1} (\rho - \rho_{1\infty}) \quad x = 0 \quad (6)$$

$$-(\rho_L D_T)_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} - (\rho_L D_\theta)_1 \frac{\partial \theta_1}{\partial x} = -(\rho_L D_T)_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} - (\rho_L D_\theta)_2 \frac{\partial \theta_2}{\partial x} \quad \text{et } \theta_1 = \theta_2 \quad x = e_1 \quad (7)$$

$$-\rho_L D_T \frac{\partial T}{\partial x} - \rho_L D_\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} = h_{m2} (\rho_{2\infty} - \rho) \quad x = L \quad (8)$$

Pour le transfert de chaleur :

$$-\lambda'' \frac{\partial T}{\partial x} - D''_{\theta_V} \frac{\partial \theta}{\partial x} = h_1 (T_{f1} - T) \quad x = 0 \quad (9)$$

$$-\lambda_1'' \frac{\partial T_1}{\partial x} - D''_{\theta_{V1}} \frac{\partial \theta_1}{\partial x} = -\lambda_2'' \frac{\partial T_2}{\partial x} - D''_{\theta_{V2}} \frac{\partial \theta_2}{\partial x} \quad \text{et } T_1 = T_2 \quad x = e_1 \quad (10)$$

$$-\lambda'' \frac{\partial T}{\partial x} - D''_{\theta_V} \frac{\partial \theta}{\partial x} = h_2 (T - T_{f2}) \quad x = L \quad (11)$$

Avec: $\lambda'' = \lambda + \rho_L L_V D_{T_V}$ et $D''_{\theta_V} = \rho_L L_V D_{H_V}$

Le coefficient de convection massique h_m est déduit du coefficient de convection thermique h par la relation de Lewis.

Conditions initiales :

$$T = T_0 = 22^\circ\text{C}, \quad \theta = \theta_0 = 0.2 \quad \text{pour } t = 0 \quad \text{et } 0 \leq x \leq L \quad (12)$$

La densité ρ est calculée par la relation, [11] :

$$\rho = \frac{p}{R_h (T + 273.15)} \quad \text{avec} \quad R_h = \frac{R_s}{1 - \left(\phi \frac{p_{sat}}{p} \right) \left(1 - \frac{R_s}{R_v} \right)} \quad \text{et} \quad p_{sat} = 611,213 \cdot \exp\left(\frac{17,5043 \cdot T}{241,2 + T}\right)$$

$$\text{Soit :} \quad \rho(\phi, T, P) = \frac{1}{A} \left[P - B \cdot \phi \cdot \exp\left(\frac{CT}{D + T}\right) \right] \quad (13)$$

avec $A = 287.06(T + 273.15)$, $B = 230.617$, $C = 17,5043$ et $D = 241.2$

3 Résolution numérique

La discrétisation du système couplé (3) et (4) muni des conditions aux limites (6-11) et initiales (12) est réalisée par la méthode des différences finies selon le schéma de Cranck-Nicolson. Le système tridiagonal obtenu, pour les problèmes couplés de transfert de chaleur et de masse, est résolu de façon alternée à chaque pas de temps avec l'algorithme de Thomas [12].

4 Résultats

Les premiers résultats ont été confrontés et comparés avec ceux obtenus expérimentalement par Prabal Talukdar et al [6]. En effet, sur les figures 2a et 2b, on présente respectivement les évolutions des températures pour différents nombres de Reynolds, obtenues respectivement par la référence [6] et notre calcul. Les coefficients de transfert massique et thermique ont été calculés à partir du nombre de Reynolds selon [7]. La comparaison des deux figures montre un très bon accord entre les deux approches.

4.1 Comparaison entre une simple et une double paroi

Pour analyser l'influence des conditions d'interface, nous proposons une comparaison entre une paroi simple et une paroi à deux couches composées de contreplaqué en bois de même épaisseur. Pour cette dernière, les paramètres de contrôle de la solution sont les coefficients d'échange H_{Ti} et H_{Hi} introduits numériquement au niveau de l'interface entre les deux couches afin d'assurer la continuité des flux massiques et thermiques, des températures et des humidités. Après discrétisation des équations de bilan, ces deux coefficients apparaissent sous les formes suivantes :

$$F_{Ti} = \frac{2H_{Ti}\Delta x}{\rho_L + L_V D_{TV}} \quad F_{Hi} = \frac{2H_{Hi}\Delta x}{\rho_L D_{HV}} \quad (14)$$

Ces coefficients dépendent du maillage et des propriétés physiques des couches. Plusieurs essais ont été réalisés avec différents valeurs des coefficients d'échange H_{Ti} et H_{Hi} . Les figures 3 et 4 montrent que pour obtenir des résultats en accord avec ceux calculés pour une paroi simple, le meilleur choix consiste à utiliser des valeurs F_{Ti} et F_{Hi} égales à 10^8 , valeurs qui seront retenues pour la suite de cette étude.

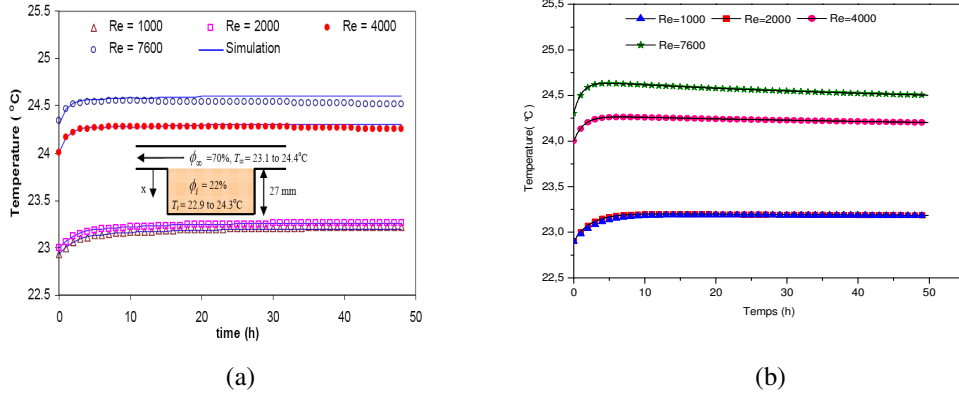


Fig. 2 – Evolution de la température pour différents nombres de Reynolds.

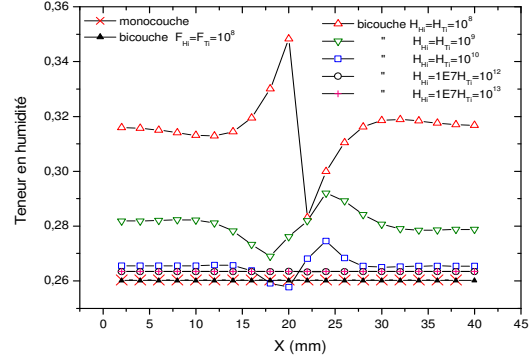
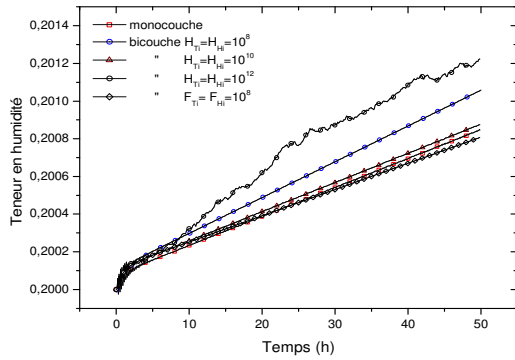


Fig. 3 Evolution de la teneur en humidité (face extérieure) Fig. 4 Profil de la teneur en humidité après 50 h.

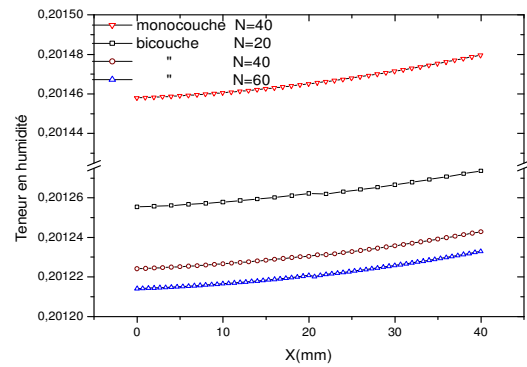
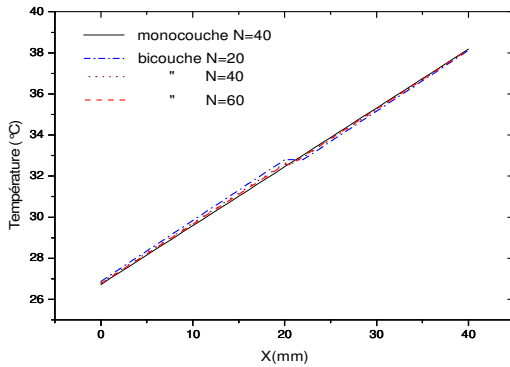


Fig. 5 – Profil des températures et des teneurs en humidité après 50 h

Les profils de température et de la teneur en humidité à travers la paroi, après 50 heures d'exposition, sont présentés sur les figures 5 pour les deux parois monocouche et bicouche de même épaisseur et pour trois jeux du maillage ($N=20, 40$ et 60). Cette courbe traduit un très bon accord sur le plan thermique, pour $N=40$ et $N=60$ en particulier au niveau de l'interface. Pour la suite, nous avons retenu la valeur $N=40$. Ainsi, les évolutions de la température, pour les deux types de parois, sont présentées sur la figure 6 pour $h_1=5 \text{ W/(m}^2\cdot\text{C)}$, $h_2=13 \text{ W/(m}^2\cdot\text{C)}$, $T_{f1}=22 \text{ °C}$ et $T_{f2}=40 \text{ °C}$. L'état stationnaire est atteint au bout de 5 heures

d'exposition avec des valeurs de températures extérieure, d'interface et intérieure égales respectivement à 38°C, 32 °C et 27°C. Pour la teneur en humidité, l'écart entre les deux parois croît au cours du temps mais reste relativement faible. Il atteint la valeur 0,0025 après 50 heures d'exposition, figure 7.

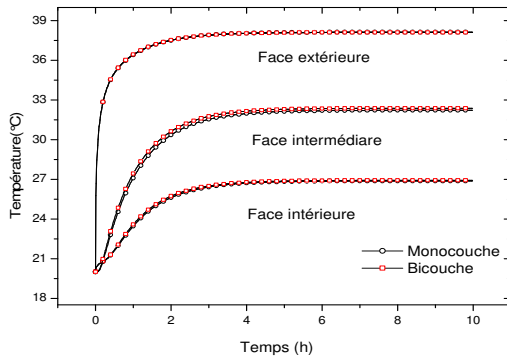


Fig. 6 Evolution de la température

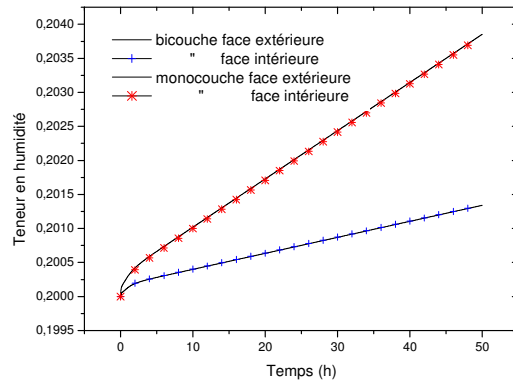


Fig. 7 Evolution de la teneur en humidité

4.2 Influence du coefficient d'échange convectif

L'influence du coefficient d'échange h_1 appliqué sur la face intérieure est réalisée en fixant les températures de l'air à l'intérieur et à l'extérieur respectivement à 22°C et 35°C et les humidités relatives intérieure et extérieure de l'air respectivement à 50% et 70%. Le coefficient d'échange sur la face extérieure est fixé à 13 $W/(m^2.C)$, et la température initiale est de 20°C. Pour un temps de simulation de 50 heures, on voit sur la figure 8, que le cas adiabatique correspond au temps d'établissement le plus long (environ 50 h), alors que pour les cas avec échange convectif, il est beaucoup plus faible mais diminue en fonction de h_1 . Pour la teneur en humidité, figure 9, on constate un effet inverse à celui observé pour les températures.

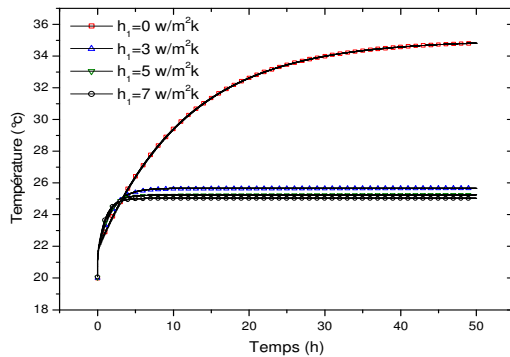


Fig. 8 Température de la face extérieure

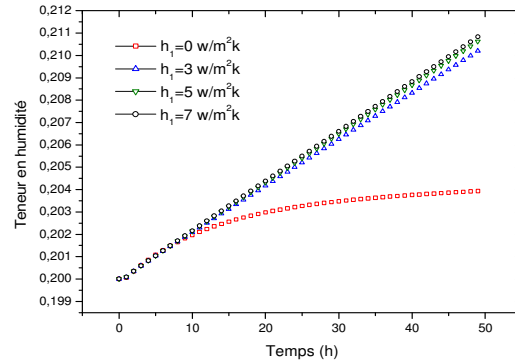


Fig. 9 Teneur en humidité de la face extérieure

5 Conclusion

La résolution numérique des équations de bilans thermique et massique en régime transitoire est réalisée d'abord pour le cas d'une paroi simple. Le code développé a été validé avec des résultats expérimentaux puis étendu et exploité ensuite pour l'étude de parois multicouches. Le problème de l'interface entre les couches est analysé sur la base d'une comparaison entre des parois mono et bicouche de même nature et de même épaisseur. L'étude de l'influence du coefficient d'échange montre que celui-ci a un effet inverse sur les teneurs en eau que sur les températures. L'effet de la température extérieure, non présentée ici, sur le comportement thermique et massique du multicouche, a montré une diminution de la teneur en eau quand elle est inférieure à la température initiale et la fait augmenter quand elle est égale ou supérieure à celle-ci. Une étude similaire appliquée à d'autres multi-matériaux sous différentes conditions géographiques, utilisés principalement dans le domaine du bâtiment est en cours d'exploitation. L'objectif étant une recherche des conditions optimales de confort.

Références

- [1] Philip.J.R., De Vries D.A, Moisture movement in porous materials under temperature gradient, Transaction American Geophysical Union, Vol.38, 222-232, 1957.
- [2] Crausse P., Laurent J.P, Perrin B., Influence des phénomènes d'hystérésis sur les propriétés hydriques des matériaux poreux, Revue Générale de Thermique, Vol.35, 95-106, 1996
- [3] Mendes N., Philipi P.C., A method for predicting heat and moisture transfer through multilayered walls based on temperature and moisture content gradients, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, 37-51, 2005.
- [4] Mendes N., Winkelmann F.C., Philipi P. C., Lamberts R., Moisture effects on conduction loads. Energy and Building, Vol. 35, 631-644, 2003.
- [5] AlSanea S.A, Zedan M.F., Effect of electricity tariff on the optimum insulation thickness in building walls as determined by dynamic heat transfer model. Applied Energy, Vol. 82, 313-330, 2005
- [6] Talukdar P., Olutmayin S.O., Osanyintol O.F, Simonson C.J., An experimental data set for benchmarking 1D, transient heat and moisture transfer models of hygroscopic building materials. International Journal of Heat and Mass transfer, Vol. 50, 4527-4539, 2007.
- [7] Osanyintola O.F., Transient moisture characteristics of spruce Plywood, Thesis, University of Saskatchewan Canada, 2005.
- [8] Qin M., Belarbi R., Ait-Mokhtar A., Seigneurin A., An analytical method to calculate the coupled heat and moisture transfer in building materials, International Communications in Heat and Mass Transfer 33 , 39– 48, 2006.
- [9] Nguyen T.Q., Petkovic J., Dangla P., Baroghel-Bouny V., Modelling of coupled Ion and moisture transport in porous building materials, Construction and Building Materials, 22 , 2185–2195, 2008.
- [10] Henrique dos Santos G., Mendes N., Heat, air and moisture transfer through hollow porous blocks. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 52, 2390–2398, 2009.
- [11] Guide to Meteorological Instruments and Methods of Observation, annex 4-B, Formulae for the computation of measures of humidity. World Meteorological Organization. 2008
- [12] Curtis F.G, Applied Numerical Analysis. Addison Wesley Publishing Company, 1978.

5.1 Nomenclature:

- C_p chaleur spécifique ($J. Kg^{-1}.K^{-1}$)
 D_T coefficient de transport de masse associé au gradient de température ($m^2.s^{-1}.K^{-1}$)
 D_θ coefficient de transport de masse associé au gradient de la teneur en humidité ($m^2.s^{-1}$)
 h coefficient de transfert de chaleur par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
 h_m coefficient de transfert de masse ($m.s^{-1}$)
 L épaisseur (m)
 L_v chaleur latente de vaporisation ($J.kg^{-1}$)
 N nombre de pas d'espace
 P pression (Pa)
 R_s constante universelle de l'air ($J kg^{-1} K^{-1}$)
 t temps (s)
 T température ($^{\circ}C$)
 T_f température de l'air ($^{\circ}C$)
- Lettres grecques
- λ conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
 ρ masse volumique ($kg.m^{-3}$)
 θ teneur en humidité volumétrique (m^3 d'eau/ m^3 matière poreuse)
 ϕ humidité relative
- Indices
- | | |
|----------------------|--------------------|
| L liquide | V vapeur |
| 1 couche interne | 2 couche externe |
| ∞ loin du mur | 0 initiale |